

УДК 621.515.54-752-047.37

doi: 10.32620/aktt.2019.6.01

М. В. КАЛІНКЕВИЧ¹, М. І. РАДЧЕНКО²¹ Сумський державний університет, Україна² Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

ЗБІЛЬШЕННЯ ДІАПАЗОНУ СТІЙКОЇ РОБОТИ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З БЕЗЛОПАТКОВИМ ДИФУЗОРОМ

Відцентрові компресори часто працюють на різних режимах за витратою. Тому дуже важливо забезпечити їх стійку роботу в широкому діапазоні витрат. Ступені з безлопатковими дифузорами мають ряд переваг порівняно зі ступенями з дифузорами інших типів: вони є більш технологічними у виготовленні, а більш рівномірний розподіл тисків за робочим колесом сприяє поліпшенню динаміки ротора. Ступені з безлопатковими дифузорами мають пологі характеристики і досить широку зону стійкої роботи при великих витратах. Однак при малих витратах через виникнення обертового зриву і помпажу ефективність ступенів з безлопатковими дифузорами стрімко знижується. Виникнення нестійких режимів роботи ступенів відцентрових компресорів при малих витратах пов'язане з появою в проточній частині розвинених зворотних течій. Для розширення діапазону стійкої роботи ступенів необхідно використовувати способи управління відривом потоку. Управління відривом потоку може здійснюватися або шляхом спеціального профілювання каналів проточної частини, або за рахунок активного впливу на течію, наприклад вдув газу. Для вирішення цього завдання розроблено математичну модель течії газу в ступінчастому безлопатковому дифузорі зі вдуванням газу. За допомогою програмного комплексу, розробленого на основі математичної моделі, виконані розрахунки характеристик і параметрів потоку в безлопаткових дифузорах з різними меридіональними профілями із вдуванням і без нього. Порівняння розрахункових і експериментальних характеристик безлопаткових дифузоров та параметрів течії в дифузорах з різною геометрією і при різних режимах вдуву підтверджує адекватність математичної моделі. Дослідженнями підтверджені можливості покращення характеристик ступенів відцентрових компресорів шляхом використання ступінчастих безлопаткових дифузоров та дифузоров із вдуванням газу. Дифузори із вдуванням газу забезпечують розширення діапазону стійкої роботи ступенів. Застосування вдуву в безлопатковому дифузорі дозволяє знизити споживану потужність при протипомпажному регулюванні порівняно з поширеною системою байпасування на вхід у робоче колесо.

Ключові слова: відцентровий компресор; безлопатковий дифузор; помпаж; дослідження.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Течія газу в безлопатковому дифузорі (БЛД), незважаючи на просту форму каналу, має складний просторовий характер. Потік, що входить в дифузор, є нерівномірним і нестационарним в абсолютному русі, його параметри змінюються як за шириною каналу, так і в коловому напрямку. Загальноприйнятою вважається схема потоку, що виходить з робочого колеса (РК), типу «струмінь-слід». Експериментальні дослідження течії в РК [1] свідчать про існування просторового відриву потоку біля задньої сторони лопатки майже на всіх режимах роботи. При цьому утворюється низькоенергетична зона, яка називається «слідом» (рис. 1).

На передній стороні лопатки відрив з'являється лише при великих витратах. Розмір зони «сліду» залежить від багатьох чинників і насамперед від конструкції і профілю лопаток РК, а також від режиму роботи.

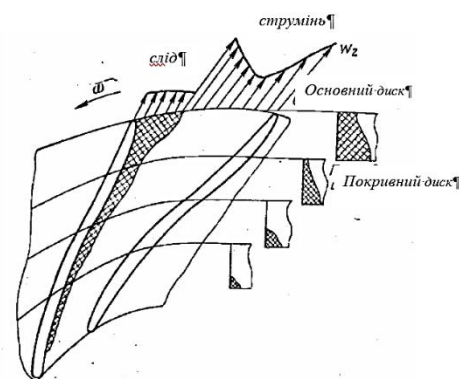


Рис. 1. Схема течії в міжлопатковому каналі робочого колеса [1]

Рациональне профілювання і зменшення кута виходу лопаток РК дозволяють зменшити зону «сліду» [1].

На вхідній ділянці БЛД відбувається інтенсивне перемішування «струменів» і «сліду», яке супроводжується втратою енергії.

На вхідній ділянці дифузора головну роль відіграють втрати змішування і тертя, а на основному – відривні втрати і втрати тертя. Зниження втрат змішування можна досягти шляхом профілювання вхідної ділянки БЛД. Згідно з [1] звуження дифузора на вхідній ділянці покращує структуру течії і знижує втрати на змішування.

Серед численних робіт, присвячених теоретичним і експериментальним дослідженням течій в БЛД, особливо вирізняються наукові праці таких дослідників, як W. Jansen, R. Dean, Y. Senoo, D. Japikse, Ю. Б. Галеркін, Г. М. Ден, А. С. Нуждін, Р. О. Измайлов. Можливість виникнення відриву потоку в БЛД вперше була передбачена і підтверджена експериментально в роботі [2]. Надалі з'явилася низка досліджень, присвячених відривним течіям в БЛД.

Як показують результати досліджень, зворотні течії в БЛД, як правило, виникають в області малих витрат. Оскільки градієнт тиску в БЛД спрямований по радіусу, то відрив потоку залежить від значення радіальної складової швидкості. При цьому в зоні відриву колова компонента зберігається, утворюється своєрідний вихровий «джгут», в якому потік обертається навколо осі ротора, переміщуючись від зовнішнього радіуса вихрової зони до точки відриву і навпаки. Згідно з [2, 3, 6] відрив потоку в БЛД пов'язаний з виникненням оберткового зриву, який передуює помпажу і визначає межу стійкої роботи відцентрового компресора.

Отже, для розширення діапазону стійкої роботи та для підвищення ефективності роботи ступенів відцентрових компресорів при малих витратах доцільно використовувати методи керування відривом потоку. Перспективними способами розширення діапазону стійкої роботи ступенів ВК з БЛД є застосування ступінчастих дифузів, а також вдування газу в БЛД [4, 5, 7].

Мета дослідження – визначити характеристики ступінчастого безлопаткового дифузора та вплив параметрів вдуву на розширення діапазону стійкої роботи ступенів відцентрових компресорів, підтвердити адекватність математичної моделі шляхом порівняння розрахункових і експериментальних характеристик дифузів.

2. Математична модель течії газу в безлопатковому дифузорі з вдувом

У математичній моделі течії газу в безлопатковому дифузорі враховується підведення маси, імпульсу, моменту імпульсу та енергії за рахунок вдування. Розглядається усталена течія, потік вздовж всього БЛД вважається вісесиметричним. Робоче середовище основного потоку і потоку, що вдувається,

– стисливий ідеальний газ зі сталою питомою теплоємністю.

Метод розрахунку течії заснований на теорії примежового шару, згідно з якою область течії поділяється на нев'язке ядро і пристінкові примежові шари.

Розрахунок течії передбачає два етапи: розрахунок усереднених параметрів потоку і розрахунок параметрів примежового шару.

Розрахункові залежності отримані з основних законів збереження, записаних для елементарного контрольного об'єму.

Система диференціальних рівнянь складається з рівняння нерозривності, рівняння імпульсу, рівняння моменту імпульсу, рівняння енергії у формі першого закону термодинаміки, рівняння стану ідеального газу, рівняння, що встановлює співвідношення між повною та термодинамічною температурою, та рівняння, що встановлює співвідношення між компонентами швидкості.

Характеристики і параметри потоку в безлопаткових дифузорах з різними меридіональними профілями з вдуванням і без нього виконані за допомогою розробленого програмного комплексу.

2.1. Вплив раптового розширення в БЛД на характеристики дифузора

Впливу меридіонального профілю безлопаткового дифузора на характеристики дифузора і ступеня в цілому присвячена значна кількість розрахункових і експериментальних досліджень [1, 2, 6]. Концепція застосування таких дифузів є подібною до концепції застосування дворядних лопаткових дифузів. Примежовий шар, що утворюється у початковій ділянці ступінчастого БЛД ($D_3 < D < D_{ст}$), не встигає відірватись і переміщується з газом, що рухається у циркуляційних зонах, які утворюються за ступінчастим розширенням.

Вважається, що при $D = D_n$ перемішування між основним потоком та циркуляційними зонами завершується і потік має рівномірний розподіл параметрів за шириною. У свою чергу примежовий шар, який утворюється у широкій частині ступінчастих БЛД ($D_n < D < D_4$) не встигає дійти до відривного стану або відривається при менших витратах.

Для оцінки ефективності роботи дифузора використовуються коефіцієнт відновлення статичного тиску $C_p = (p_4 - p_3) / (p_3^* - p_3)$ і коефіцієнт втрат повного тиску $\zeta = (p_3^* - p_4^*) / (p_3^* - p_3)$.

Режимним параметром для побудови характеристик є кут потоку на вході в БЛД $\alpha_3 = \arctg(c_{t3}/c_{u3})$.

Для розрахунку втрат повного тиску на ділянці $D_{ст} < D < D_n$ запропонована формула, подібна до тієї, що використовується для розрахунку втрат у випадку плоскої течії за раптовим розширенням, але з урахуванням закрутки потоку:

$$\Delta p_{р.р.}^* = \left(\frac{\gamma}{\sin \alpha_{ст}} \right)^2 \frac{\rho_{ст} \times c_{ст}^2}{2} \left(1 - \frac{b_{ст} D_{ст}}{b_n D_n} \right)^2 \quad (1)$$

де γ – емпіричний коефіцієнт, який визначається на підставі дослідних даних, b – ширина БЛД. Індекс «ст» використовується для позначення параметрів безпосередньо у перетині розташування ступінчастого розширення, індекс «п» – для параметрів у кінці зони перемішування.

Оскільки течія зі вдуванням являє собою процес з підведенням енергії, то його оцінка повинна виконуватися з урахуванням потужності, що витрачається на вдув. Потужність струменя, що вдувається, визначається за формулою:

$$N_{вд} = \dot{m}_{вд} \frac{C_{вд}^2}{2} = \dot{m}_{вд} \frac{C_{вдг}^2}{2 \sin^2 \beta} \quad (2)$$

З рівняння (2) видно, що при однаковій витраті повітря, що вдувається, потужність, яка витрачається на вдув, буде мінімальною при $\beta = 90^\circ$. Для оцінки характеристик БЛД з вдуванням використовувалися коефіцієнт втрат і коефіцієнт відновлення статичного тиску, розраховані з урахуванням динамічного напору потоку повітря, що вдувається:

$$\zeta = \frac{P_3^* - P_4^* + \frac{1}{2} \rho_{вд} C_{вд}^2}{P_3^* - P_3 + \frac{1}{2} \rho_{вд} C_{вд}^2}; \quad (3)$$

$$C_p = \frac{P_4 - P_3}{P_3^* - P_3 + \frac{1}{2} \rho_{вд} C_{вд}^2}. \quad (4)$$

Результати розрахунків за формулами (3) і (4) показують, що зміщення відриву потоку в область менших витрат при мінімальному рівні втрат повного тиску можна досягти при вдуванні в радіальному напрямку.

3. Експериментальні дослідження

Експериментальні дослідження проводилися на аеродинамічному стенді АТ 400 науково-дослідного комплексу ПАТ «Сумське НВО ім. М. В. Фрунзе».

Стенд виконаний по відкритій схемі, робочим середовищем є повітря. На рис. 2 наведена конструктивна схема дифузора з вдувом.

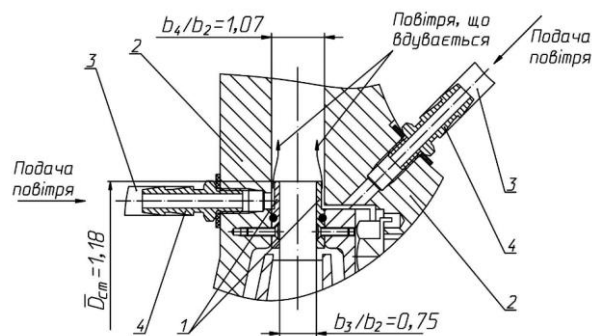


Рис. 2. Конструктивна схема дифузора з вдувом:
1 – сопловий апарат; 2 – диск дифузора;
3 – рукав; 4 – штуцер

Для отримання сумарних газодинамічних характеристик ступеня і БЛД, а також для визначення структури течії в дифузорі вимірюються наступні параметри: статичний і повний тиск, повна температура на вході і виході зі ступеня; продуктивність і частота обертання ротора модельного компресора; температура, тиск і витрата потоку, що вдувається.

3.1. Результати дослідження

Експериментальні характеристики ступеня з базовим та ступінчастим БЛД при $M_{U2}=0,51$ наведені на рисунку 3, а.

Визначено, що завдяки застосуванню звуженого ступінчастого БЛД межа виникнення помпажу змістилась у бік менших витрат на 9 %.

На рис. 3, б наведені характеристики базового та ступінчастого дифузоров. Ступінчастий БЛД має кращі характеристики порівняно з дифузором з паралельними стінками. Він забезпечує більше перетворення динамічного напору в статичний тиск при меншому рівні втрат.

Це пов'язане з більш сприятливим характером течії на початковій ділянці дифузора ($\bar{D} = 1,05 \div 1,29$), а також з локалізацією зворотних зон і, як наслідок, зі зменшенням величини втрат на вихроутворення. При дослідженні вдуву в БЛД був визначений вплив витрати повітря, що вдувається, на межу виникнення помпажу. При цьому досліджувалися варіанти вдуву як окремо зі сторони кожного з дисків дифузору, так і спільний вдув з обох сторін. В якості критерія виникнення помпажу використовувалося значення амплітуди перепаду тиску на діафрагмі, яке відповідає передпомпажному стану (рис. 4).

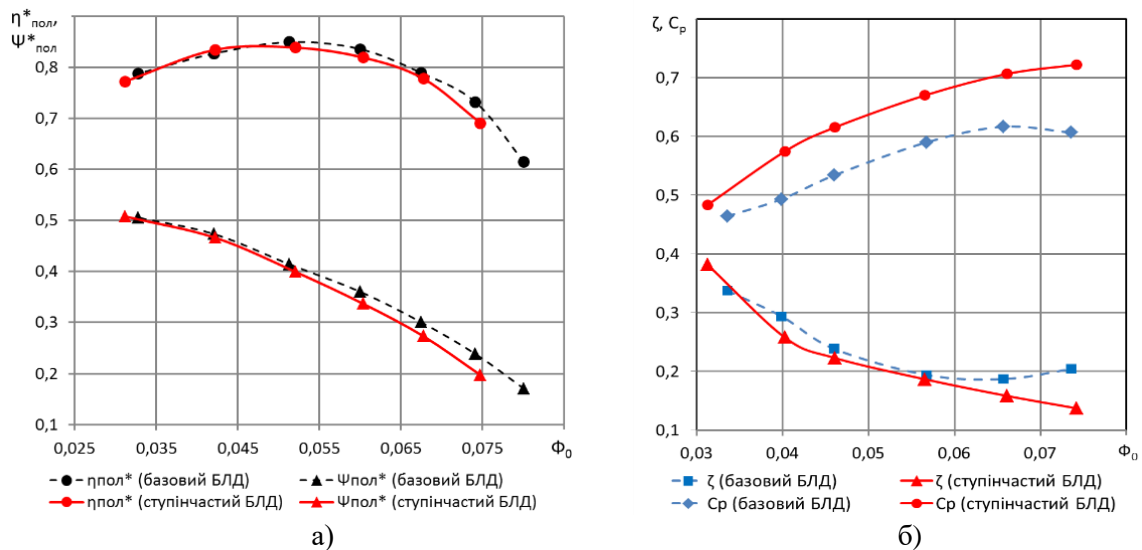
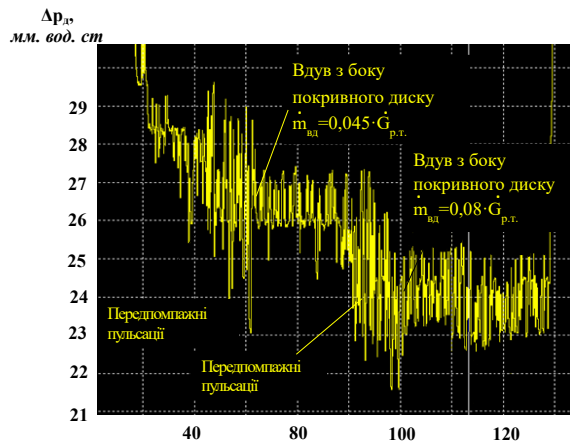


Рис. 3. Експериментальні характеристики:

а) – ступеня з базовим та ступінчастим БЛД; б) – характеристики базового та ступінчастого БЛД

Рис. 4. Пульсації перепаду тиску на діафрагмі при різних витратах повітря, що вдувається зі сторони покривного диску $\dot{m}_{\text{вд}}(\text{ПД}) = \text{var}$

3.2 Використання вдування для протипомпажного регулювання

Отримані експериментально характеристики були використані для розрахунку потужності, споживаної при використанні двох різних систем захисту від помпажу. Перша система захисту – це широко застосовувана схема, згідно з якою при зменшенні витрати ступеня нижче критичного значення $\dot{m}_{\text{помп(баз)}}$, що відповідає $\Phi_{0\text{помп(баз)}}$, відкривається антипомпажний клапан і з нагнітання ступеня на всмоктування перепускається така кількість газу $\dot{m}_{\text{пер}}$, при якій забезпечується умова $(\dot{m} + \dot{m}_{\text{пер}}) = \dot{m}_{\text{помп(баз)}}$. Друга система захисту ґрунтується на використанні вдуву в БЛД. Розрахунки були виконані для значень

умовного коефіцієнта витрати менших, ніж значення Φ_0 , що відповідає передпомпажній витраті для базового ступеня ($\Phi_0 \leq \Phi_{0\text{помп(баз)}} = 0.0339$).

На рис. 5 зображена залежність споживаної потужності від умовного коефіцієнта витрати у випадку перепуску на вхід в РК і при вдуванні в БЛД.

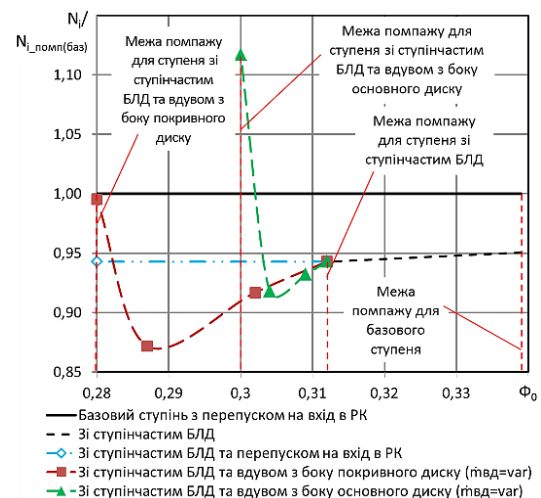


Рис. 5. Залежність споживаної потужності від умовного коефіцієнта витрати у випадку перепуску на вхід в РК і при використанні вдуву в БЛД

Тут N_i – споживана потужність; $N_{i\text{помп(баз)}}$ – потужність, що споживається базовим ступенем на передпомпажному режимі. З графіка видно, що система захисту від помпажу, яка ґрунтується на використанні вдуву в БЛД, дозволяє зменшити рівень споживаної потужності порівняно з перепуском на всмоктування в РК.

Висновки

Математична модель течії у БЛД, що враховує змінювання маси, імпульсу, моменту імпульсу та енергії за рахунок вдуву, реалізована у програмному комплексі. Розрахунково-теоретичний аналіз продемонстрував можливість розширення діапазону стійкої роботи ступенів ВК завдяки застосуванню вдуву в БЛД. Визначено, що найменший рівень втрат забезпечує вдув у радіальному напрямку.

Результати розрахункових та експериментальних досліджень виявили, що застосування ступінчатих БЛД дозволяє більше загальмувати потік при меншому рівні втрат, ніж застосування БЛД з паралельними стінками з тією самою шириною на вході. Крім того, застосування звужених на вході ступінчатих БЛД дозволяє розширити зону стійкої роботи ступенів у зоні малих витрат;

Експериментально підтверджена можливість розширення діапазону стійкої роботи ступенів ВК за допомогою радіально-спрямованого вдуву в БЛД. Кращі результати з розширення діапазону стійкої роботи продемонстрував вдув з боку покривного диску дифузора. Чим більшою є витрата газу, що вдувається, тим меншою є продуктивність ступеня, при якій виникає помпаж. Застосування вдуву в БЛД дозволяє знизити споживану потужність при протипомпажному регулюванні порівняно з широко використовуваною системою байпасування на вхід у РК.

Порівняння розрахункових і експериментальних характеристик БЛД та параметрів течії в дифузорах з різною геометрією і при різних режимах вдуву підтверджує адекватність математичної моделі.

Література

1. Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры [Текст] / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.
2. Jansen W. Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser [Text] / W. Jansen // J. Basic. Eng. – 1964. – Vol. 86. – P. 750–758.
3. Kalinkevich, M. Investigation of the Gas Flow in the Vaneless Diffusers of the Centrifugal Compressors [Text] / M. Kalinkevich, V. Ihnatenko, O. Shcherbakov //

International Conference on Compressors and their Systems 2011. – City University London, UK, 5–6 September. – 2011. – P. 51–60.

4. Kalinkevich, M. Investigation of Gas Flow with Injection in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor [Text] / M. Kalinkevich, O. Shcherbakov, V. Ihnatenko // 8th International Conference on Compressors and their Systems. – City University London, UK, 9–10 September 2013. – P. 501–510.

5. Kalinkevich, M. Numerical Modeling of the Flow in a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor Stage [Text] / M. Kalinkevich, O. Shcherbakov // ISRN Mechanical Engineering. – Vol. 2013. – 9 p. Article ID 602384.

6. Senoo Y. Limits of Rotating Stall and Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors [Text] / Y. Senoo, Y. Kinoshita // ASME Paper No. 78-GT-19. – 1978.

7. Skoch G. J. Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques [Text] / G. J. Skoch // ASME J. Turbomachinery. – 2003. – Vol. 125. – pp. 704–713.

References

1. Seleznev, K. P., Galerkin, Y.B. Centrifugal compressors [Centrobegnye kompressory]. Mashinostroenie – Mechanical engineering, 1982. 271 p.
2. Jansen, W. Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser. J. Basic. Eng., 1964, vol. 86, pp. 750–758.
3. Kalinkevich, M., Ihnatenko, V., Shcherbakov, O. Investigation of the Gas Flow in the Vaneless Diffusers of the Centrifugal Compressors. International Conference on Compressors and their Systems 2011, City University London, UK, 5–6 September, 2011, pp. 51–60.
4. Kalinkevich, M., Shcherbakov, O., Ihnatenko, V. Investigation of Gas Flow with Injection in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor. 8th International Conference on Compressors and their Systems, City University London, UK, 9–10 September 2013, pp. 501–510.
5. Kalinkevich, M., Shcherbakov, O. Numerical Modeling of the Flow in a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor Stage. ISRN Mechanical Engineering, vol. 2013. 9 p. Article ID 602384.
6. Senoo, Y., Kinoshita, Y. Limits of Rotating Stall and Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors. ASME Paper No. 78-GT-19, 1978.
7. Skoch, G. J. Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques. ASME J. Turbomachinery, 2003, vol. 125, pp. 704–713.

Поступила в редакцію 11.11.2019, рассмотрена на редколлегии 10.12.2019

УВЕЛИЧЕНИЕ ДИАПАЗОНА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ ДИФFUЗОРОМ

Н. В. Калинкевич, Н. И. Радченко

Центробежные компрессоры часто работают на разных производительностях, поэтому важно обеспечить их устойчивую работу в широком диапазоне расходов. Ступени с безлопаточными диффузорами имеют ряд

преимуществ по сравнению со ступенями с другими типами диффузоров: они более технологичны в изготовлении, а более равномерное распределение давлений за рабочим колесом способствует улучшению динамики ротора. Ступени с безлопаточными диффузорами имеют пологие характеристики и достаточно широкую зону устойчивой работы при больших расходах. Однако при малых расходах из-за возникновения вращающегося срыва и помпажа эффективность ступеней с безлопаточными диффузорами стремительно снижается. Возникновение неустойчивых режимов работы ступеней центробежных компрессоров при малых расходах связано с появлением в проточной части развитых обратных течений. Для расширения диапазона устойчивой работы ступеней необходимо использовать способы управления отрывом потока. Управление отрывом потока может осуществляться либо путем специального профилирования каналов проточной части, либо за счет активного воздействия на течение, например, вдув газа. Для решения этой задачи разработана математическая модель течения газа в ступенчатом безлопаточном диффузоре с вдуванием газа. Выполнены расчеты характеристик и параметров потока в безлопаточных диффузорах с различными меридиональными профилями с вдуванием и без него. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик безлопаточных диффузоров и параметров течения в диффузорах с различной геометрией и при различных режимах вдува подтверждает адекватность математической модели. Исследованиями подтверждены возможности улучшения характеристик ступеней центробежных компрессоров путем использования ступенчатых безлопаточных диффузоров и диффузоров с вдуванием газа. Диффузоры с вдуванием газа обеспечивают расширение диапазона устойчивой работы ступеней. Применение вдува в безлопаточном диффузоре позволяет снизить потребляемую мощность при противопомпажном регулировании по сравнению с распространенной системой байпасирования на входе в рабочее колесо.

Ключевые слова: центробежный компрессор; безлопаточный диффузор; помпаж; исследование.

INCREASING THE RANGE OF STABLE OPERATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE WITH A VANELESS DIFFUSER

M. V. Kalinkevych, M. I. Radchenko

Centrifugal compressors often operate at different capacities, so it is important to ensure their stable operation over a wide flow range. Stages with vaneless diffusers have several advantages compared to stages with other types of diffusers: they are more technologically advanced to manufacture, and more uniform pressure distribution behind the impeller improves the dynamics of the rotor. At low flows, due to the occurrence of a rotating stall and surge, the efficiency of stages with vaneless diffusers rapidly decreases. The occurrence of unstable operating modes of centrifugal compressor stages at low flow rates is associated with the appearance of developed backflows in the flow part. To expand the range of stable operation of the stages, it is necessary to use methods of flow separation control. Separation of the flow can be controlled either by special profiling the flow part channels or by actively influencing the flow, for example, by injecting gas. To solve this problem, a mathematical model of the gas flow in a vaneless diffuser with gas injection is developed. The characteristics and parameters of the flow in the vaneless diffusers with various meridional profiles with and without injecting gas were calculated. A comparison of the calculated and experimental characteristics of the vaneless diffusers and flow parameters in diffusers with different geometries and with different injection modes confirms the adequacy of the mathematical model. Investigations have confirmed the possibility of improving the characteristics of the stages of centrifugal compressors through the use of vaneless diffusers and diffusers with gas injection. Gas injection diffusers extend the stable operation range of the stages. The use of gas injection in a vaneless diffuser allows reducing the power consumption during antisurge control in comparison with the widespread bypass suction system at the entrance to the impeller.

Keywords: centrifugal compressor; vaneless diffuser; surge; investigation.

Калінкевич Микола Васильович – канд. техн. наук, проф. Сумського державного університету, Суми, Україна.

Радченко Микола Іванович – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри кондиціонування і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Kalinkevych Mykola Vasilievich – PhD, Professor of Sumy State University, Sumy, Ukraine,
e-mail: vikola58@ukr.net.

Radchenko Mykola Ivanovych – Doctor of Technical Science, Professor, a head Conditioning and Refrigeration Dept., Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine,
e-mail: nirad50@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-5796-5370.